



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Übersetzung der  
europäischen Patentschrift

⑧7 EP 0 317 372 B1

⑩ DE 38 76 762 T 2

⑤1 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
**F 01 L 1/34**  
F 01 L 9/02  
F 01 L 31/22

①

DE 38 76 762 T 2

- |    |   |              |
|----|---|--------------|
| ②1 | Deutsches Aktenzeichen:                               | 38 76 762.7  |
| ⑧6 | Europäisches Aktenzeichen:                            | 88 311 002.5 |
| ⑧6 | Europäischer Anmeldetag:                              | 21. 11. 88   |
| ⑧7 | Erstveröffentlichung durch das EPA:                   | 24. 5. 89    |
| ⑧7 | Veröffentlichungstag<br>der Patenterteilung beim EPA: | 16. 12. 92   |
| ④7 | Veröffentlichungstag im Patentblatt:                  | 22. 4. 93    |

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
19.11.87 JP 292617/87

⑦3 Patentinhaber:  
Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

⑦4 Vertreter:  
Weickmann, H., Dipl.-Ing.; Fincke, K., Dipl.-Phys.  
Dr.; Weickmann, F., Dipl.-Ing.; Huber, B.,  
Dipl.-Chem.; Liska, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Prechtel,  
J., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., Pat.-Anwälte, 8000  
München

⑧4 Benannte Vertragsstaaten:  
AT, CH, DE, ES, FR, GB, IT, LI, SE

⑦2 Erfinder:  
Fujiyoshi, Yoshihiro, Yokohama-shi Kanagawa, JP;  
Aoki, Takatoshi, Itabashi-ku Tokyo, JP; Urata,  
Yasuhiro, Asaka-shi Saitama, JP

⑤4 Vorrichtung zur Ventilsteuerung in einer Brennkraftmaschine.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 38 76 762 T 2

1

Beschreibung

5

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Ventilbetriebssteuerung in einer Brennkraftmaschine, in welcher eine Nockenwelle einen Nocken zum Öffnen und Schließen eines Einlaß- oder Auslaßventils aufweist, welches in einer Schließrichtung Feder vorgespannt ist.

10

15

20

25

Die japanische Patent-Offenlegungsschrift No. 61-145310 offenbart eine Anordnung zur Steuerung des Zeitpunkts von Ventilöffnung und -schließung und des Betrags des Hubs eines Einlaß- oder Auslaßventils. In dieser herkömmlichen Anordnung wird der hintere Teil eines Kipphebels an einem Drehpunkt gegen einen Hebel gehalten, welcher Hebel entlang des hinteren Teils des Kipphebels schwenkbar ist, und die Position des Drehpunkt auf dem Kipphebel wird durch Schwenken des Hebels geändert, um die Hubcharakteristika des Einlaß- oder Auslaßventils variabel zu steuern. Die Winkelbeziehung oder Phase zwischen der Nockenwelle und der Kurbelwelle wird durch ein Phasensteuermittel variiert, um den Zeitpunkt der Öffnung des Ventils zu steuern. Das Phasensteuermittel kann die Phase nur steuern, um den Zeitpunkt der Ventilöffnung um einen festen Wert vorzuverlegen oder zu verzögern. Um die Hubcharakteristika zu steuern, ist es notwendig, den hinteren Teil des Kipphebels in einer gekrümmten Konfiguration zu formen, aber es ist schwer, eine dem Betrag des Ventilhubs entsprechende, gekrümmte Oberfläche zu formen.

30

35

EP-A-224152 offenbart eine Vorrichtung zur Steuerung des Ventilbetriebs in einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelwelle zum Antreiben einer Nockenwelle mit einem Nocken zum Öffnen und Schließen eines Einlaß- oder Auslaßventils, welches in einer Schließrichtung Feder vorgespannt ist, die Vorrichtung umfassend, ein zwischen der Kurbelwelle und der

1 Nockenwelle angeordnetes Phasensteuermittel und ein  
zwischen dem Nocken und dem Einlaß- oder Auslaßventil  
angeordnetes Hubsteuermittel, wobei das Phasensteuermittel  
umfaßt hydraulische Mittel zur Änderung der Winkelbeziehung  
5 zwischen der Nockenwelle und einem von der Kurbelwelle  
angetriebenen Verstellrad (timing wheel) zum Antreiben der  
Nockenwelle, Mittel zum Steuern der hydraulischen Mittel in  
Antwort auf Betriebszustände der Maschine, wobei das Hub-  
steuermittel umfaßt Hydraulikkolbenmittel zum Übertragen  
10 der Ventilöffnungskraft von dem Nocken auf das Ventil.

FR-A-2526858 offenbart hydraulische Phasensteuermittel, die  
auf einer an einem elektromagnetischen Stellglied ange-  
brachten Scheibe beruhen und mit dem Schiebeventilelement  
15 lediglich in Gleitkontakt stehen.

Von einer Seite betrachtet, ist die vorliegende Erfindung  
dadurch gekennzeichnet, daß Hydraulikventilmittel zur  
selektiven Freigabe der Ventilöffnungskraft in Antwort auf  
20 Betriebszustände der Maschine vorgesehen sind und daß das  
Phasensteuermittel umfaßt eine drehbare, mit der Nocken-  
welle gekoppelte Welle, wobei das Verstellrad koaxial zu  
der drehbaren Welle für Winkelbewegungen relativ dazu  
angeordnet ist, einen Kolben dessen eines axiales Ende  
25 einer Hydraulikdruckkammer zugewandt ist, und der  
normalerweise in einer axialen Richtung Feder vorgespannt  
ist, wobei der Kolben mit der drehbaren Welle und dem  
Verstellrad koaxial ist, einen Kopplungsmechanismus zur  
betriebsmäßigen Kopplung des Kolbens, des Verstellrades und  
30 der drehbaren Welle, um den Phasenwinkel des Verstellrades  
und der drehbaren Welle abhängig von axialer Bewegung des  
Kolbens zu variieren, und ein Servoventil zum Abschneiden  
der Verbindung zwischen der Hydraulikdruckkammer und einem  
Hydraulikdruckzufuhrdurchgang oder einem Hydraulikdruck-  
35 freigabedurchgang, welche Verbindung durch Betrieb eines  
Stellelements erzielt wurde, in Antwort auf axiale Bewegung

1 des Kolbens gemäß eines Betätigungsbetrags des Stellele-  
ments, wobei das Stellelement einen direkt mit einem in dem  
Kolben gleitverschieblichen Ventilabstandsring verbundenen  
Servomotor umfaßt.

5 Mit der erfindungsgemäßen Vorrichtung kann, da der Phasen-  
winkel der Kurbelwelle und der Nockenwelle wie gewünscht  
gesteuert wird, der Zeitpunkt des Öffnens des Einlaß- oder  
Auslaßventils kontinuierlich gesteuert werden. Darüber-  
10 hinaus kann, da die vom Nocken zum Öffnen des Ventils  
aufgebrachte Kraft gelockert wird, während das Ventil  
geöffnet ist, der Zeitpunkt des Schließens des Ventils oder  
der Betrag dessen Hubs einfach wie gewünscht gewählt  
werden. Die Steuerung des Ventilöffnungszeitpunkts und die  
15 Steuerung des Ventilschließungszeitpunkts können kombiniert  
werden, um kontinuierlich und einfach den Ventilöffnungs-  
zeitpunkt, den Ventilschließungszeitpunkt und den Betrag  
des Hubs des Ventils zu steuern.

20 Das Phasensteuermittel kann den Phasenwinkel wie gewünscht  
zwischen der Kurbelwelle und der Nockenwelle durch Bewegen  
des Kolbens in eine von dem Betrag des Betriebs des Stell-  
elements abhängige Position kontinuierlich steuern, und das  
Hubsteuermittel kann den Betrag des Hubs des Einlaß- oder  
25 Auslaßventils wie gewünscht durch Öffnen des Hydraulik-  
druckfreigabeventils, während das Einlaß- oder Auslaßventil  
geöffnet ist, einfach auswählen.

30 Eine bevorzugte Ausführungsform der Erfindung wird im fol-  
genden, lediglich als Beispiel, mit Bezug auf die beige-  
fügten Zeichnungen beschrieben, in denen:

Fig. 1 eine vertikale Schnittansicht des erfindungsgemäßen  
Ventilbetriebsmechanismus darstellt;

35 Fig. 2 eine vergrößerte vertikale Schnittansicht des  
erfindungsgemäßen Phasensteuermittels darstellt;

1 Fig. 3A einen Graphen darstellt, der die Steuercharakteristika des Phasensteuermittels zeigt;  
Fig. 3B einen Graphen darstellt, der die Steuercharakteristika des Hubsteuermittels zeigt;  
5 Fig. 3C einen Graphen darstellt, der die Steuercharakteristika bei kombinierter Phasen- und Hubsteuerung zeigt;  
und  
Fig. 4 eine vergrößerte vertikale Schnittansicht des Hubsteuermittels darstellt.

10 Die Erfindung wird mit Bezug auf den Betrieb eines Einlaßventils beschrieben, aber es versteht sich und ist für den Fachmann klar, daß die Erfindung ebenso auf ein Auslaßventil anwendbar ist. Wie in Fig. 1 gezeigt, umfaßt eine  
15 Brennkraftmaschine einen Zylinderkopf H mit einem Ventilmechanismus des hängenden Typs mit einer Einlaßventilöffnung 2, die sich in das obere Ende einer zwischen dem Zylinderkopf H und einem Zylinderblock (nicht dargestellt) ausgebildeten Brennkammer 1 öffnet. Die Einlaßventilöffnung  
20 2 steht in Verbindung mit einer Einlaßöffnung 3. Ein Einlaßventil 5, welches auf einem ringförmigen, in der Einlaßventilöffnung 2 fest angeordneten Ventilsitz 4 sitzen kann, ist vertikal von dem Zylinderkopf H zum Öffnen und Schließen der Einlaßventilöffnung 2 gehalten und geführt.  
25 Das Einlaßventil 5 ist normalerweise nach oben vorgespannt, d.h. in der Schließrichtung unter den Kräften einer Ventilsfeder 7, die unter Kompression zwischen einem an dem oberen Ende des Einlaßventils 5 angebrachten Flansch 6 und dem Zylinderkopf H angeordnet ist.

30 Eine Nockenwelle 8 mit einem Nocken 9 ist oberhalb des Zylinderkopfes H drehbar angeordnet. Die Nockenwelle 8 ist betriebsmäßig durch ein Phasensteuermittel 10 mit einer Kurbelwelle (nicht dargestellt) verbunden. Ein Hubsteuermittel 11 ist zwischen dem Nocken 9 und dem Einlaßventil 5  
35 angeordnet. Der Betrieb des Phasensteuermittels 10 und des

1 Hubsteuermittels 11 wird von einer Steuereinheit 12  
gesteuert, die auf die Betriebszustände der Maschine  
anspricht. An die Steuereinheit 12 sind Sensoren S1 bis S7  
angeschlossen, welche die Betriebszustände der Maschine  
5 betreffende Parameter ermitteln, z.B. die Umdrehungs-  
geschwindigkeit der Maschine, die Temperatur des Betriebs-  
öls, den Kurbelwinkel, die Menge an Ansaugluft, die Temperatur  
der Ansaugluft, die Sauerstoffkonzentration in den Abgasen,  
den Betrag des Gaspedaldrucks und dergleichen.

10 Wie in Fig.2 gezeigt, umfaßt das Phasensteuermittel 10 eine  
Riemenscheibe oder ein Verstellrad 14 mit einem darum  
gezogenen Verstellriemen 13, zur Drehkraftübertragung von  
der Kurbelwelle, eine drehbare Welle 15, coaxial mit der  
15 Nockenwelle 8 verbunden, ein Gehäuse 16 in einem Stück  
(integral with) mit der Riemenscheibe 14, das die drehbare  
Welle 15 coaxial umgibt, einen Kolben 17, der gleitver-  
schieblich zwischen die drehbare Welle 15 und das Gehäuse  
16 eingefügt ist, ein Servoventil 18 zur Steuerung axialer  
20 Bewegung des Kolbens 17 und einen Kopplungsmechanismus 19  
zur betriebsmäßigen Kopplung des Kolbens 17, des Gehäuses  
16 und der drehbaren Welle 15, um das Gehäuse 16 und die  
drehbare Welle 15 entsprechend axialer Bewegung des Kolbens  
17 winkelmäßig in wechselseitig entgegengesetzte Richtungen  
zu verlagern.

25 Die drehbare Welle 15 hat die Form eines mit einem Boden  
versehenen Hohlzylinders mit einem Wellenabschnitt 20 an  
seinem geschlossenen Ende. Der Wellenabschnitt 20 ist  
30 mittels eines Bolzen 21, der sich durch das geschlossene  
Ende der Welle 15 erstreckt und in die Nockenwelle 8  
geschraubt ist, coaxial an einem Ende der Nockenwelle 8  
befestigt. Das Gehäuse 16 hat ebenfalls die Form eines mit  
einem Boden versehenen Hohlzylinders, welcher zu der  
35 Nockenwelle 8 geöffnet ist. Die Riemenscheibe 14 ist an  
einer Außenumfangsfläche des Gehäuses 16 integriert

- 1      angeordnet. Eine Abdeckung 25 fügt sich mit ihrem Außen-  
 umfangsrand in das offene Ende des Gehäuses 16 ein. Die  
 Abdeckung 25 umfaßt eine Endplatte 23, die gleitver-  
 schieblich gegen die Außenfläche des geschlossenen Endes  
 5      der drehbaren Welle 15 gehalten wird, und einen Zylinder-  
 abschnitt 24, der gleitverschieblich gegen die Außenfläche  
 des Wellenabschnitts 20 gehalten wird. Das distale Ende der  
 drehbaren Welle 15 ist gleitverschieblich gegen die innere  
 Oberfläche des geschlossenen Endes von Gehäuse 16 gehalten.  
 10      Folglich werden das Gehäuse 16 und die Riemenscheibe 14 an  
 axialer Bewegung in Bezug auf die drehbare Welle 15 gehin-  
 dert, d.h. die Nockenwelle 8, dürfen aber um ihre Achsen  
 drehen.
- 15      Der Kolben 17 ist ringförmig mit einer Außenfläche, die  
 gleitverschieblich gegen die innere Oberfläche des Gehäuses  
 16 gehalten wird, und einer Innenfläche, die gleitver-  
 schieblich gegen die Außenfläche der drehbaren Welle 15  
 gehalten wird. Ein ringförmiges Zahnelement 26 ist in  
 20      axialem Abstand zu dem Kolben 17 angeordnet, und innere  
 Kanten des Kolbens 17 und des Zahnelements 26 sind über  
 eine Verbindungshülse 27 miteinander verbunden, die die  
 drehbare Welle 15 coaxial umgibt. Der Kolben 17, das Zahn-  
 element 26, die Verbindungshülse 27 und das Gehäuse 16  
 25      bilden gemeinsam zwischen sich eine Hydraulikdruckkammer 28  
 zum Ausüben von Hydraulikdruck aus, um den Kolben 17 in  
 eine axiale Richtung zu bewegen, d.h. nach rechts in Fig 2.
- 30      Der Kopplungsmechanismus 19 umfaßt schraubenförmige, äußere  
 Zähne 29 auf der Außenfläche des Zahnelement 26, schrau-  
 benförmige, innere Zähne 30 auf der Innenfläche des  
 Gehäuses 16 im Eingriff mit den schraubenförmigen, äußeren  
 Zähnen 29, schraubenförmige, innere Zähne 31 auf der  
 Innenfläche des Zahnelements 26 und schraubenförmige,  
 35      äußere Zähne 32 auf der Außenfläche der drehbaren Welle 15  
 im Eingriff mit den schraubenförmigen, inneren Zähnen 31.

1 In Antwort auf axiale Bewegung des Kolbens 17 ruft der  
 Kopplungsmechanismus eine relative Drehung des Gehäuses 16,  
 d.h. der Riemenscheibe 14, und der drehbaren Welle 15, d.h.  
 der Nockenwelle 8, um ihre Achsen hervor. Dies ändert die  
 5 Winkelbeziehung zwischen der Riemenscheibe 14 und Nocken-  
 welle 8.

Ein erster Zylinderabschnitt 33 ist an der Innenkante des  
 Zahnelements 26 integriert und erstreckt sich von der  
 10 Verbindungshülse 27 weg. Der erste Zylinderabschnitt 33 hat  
 an seinem distalen Ende einen Flansch 34, der sich radial  
 nach innen erstreckt und mit dem geschlossenen Ende des  
 Gehäuses 16 in Eingriff sein kann. Ein zweiter Zylinder-  
 abschnitt 35 ist an der Innenkante des Flansch 34  
 15 integriert und gleitverschieblich in ein Durchgangsloch 36  
 eingepaßt, das zentral in dem geschlossenen Ende des  
 Gehäuses 16 ausgebildet ist. Die Bewegung des Kolbens 17 in  
 der anderen axialen Richtung (nach links in Fig. 2) wird  
 durch Eingriff des Flansch 34 mit dem Gehäuse 16 begrenzt.  
 20 Der Flansch 34 weist eine Vielzahl von in Umfangsrichtung  
 gebogenen Schlitzen 37 auf. Eine Vielzahl von in dem  
 distalen Ende der drehbaren Welle 15 integrierten Vor-  
 sprüngen oder Fingern 15a werden für Eingriff mit dem  
 geschlossenen Ende des Gehäuses 16 jeweils durch die  
 25 Schlitze 37 eingefügt. Der Kolben 17 ist in einem Winkel-  
 bereich, der durch die entgegengesetzten Enden jedes der  
 Schlitze 37 ausgebildet ist, in die die entsprechenden  
 Finger 15a eingreifen können, winklig drehbar in Bezug auf  
 die drehbare Welle 15. Eine Stützplatte 38 ist an dem  
 30 Gehäuse 16 befestigt und schließt das Durchgangsloch 36 ab.  
 Ein Servomotor 39 ist starr auf der Stützplatte 38 koaxial  
 mit der drehbaren Welle 15 befestigt. Der Betrieb des  
 Servomotors 39 wird durch die Steuereinheit 12 gesteuert.

35 Das Servoventil 18 umfaßt eine Zylinderhülse 40, die  
 gleitverschieblich in die drehbare Welle 15 eingepaßt ist,

1 und einen zylindrischen Ventilkörper 41, der gleitver-  
 schieblich in die Hülse 40 eingepaßt ist. Eine Antriebs-  
 welle 42 dient als mit dem Servomotor 39 gekoppeltes  
 Stellelement zur Variation der axialen Position des  
 5 Ventilkörpers 41 und ist mit dem Ventilkörper 41 verbunden.  
 Eine Rückholfeder 43 ist zwischen einem Ende der Hülse 40  
 und dem geschlossenen Ende der drehbaren Welle 15 angeord-  
 net, um die Hülse 40 normalerweise in eine Richtung zu  
 10 treiben, so daß das andere Ende der Hülse 40 gegen den  
 Flansch 34 anstößt. Daher ist der Kolben 17 in die andere  
 axiale Richtung gegen den Hydraulikdruck in der Hydraulik-  
 druckkammer 28 angefedert.

15 Ein Halter 44, in dem die Nockenwelle 8 drehbar gestützt  
 ist, weist einen ersten, darin ausgebildeten Hydraulik-  
 druckzufuhrdurchgang 46 auf, der in Verbindung mit einer  
 Hydraulikdruckquelle 45 steht (siehe Fig.1). Die Nocken-  
 welle 9 weist eine Ringnut 47 auf, die in ihrer Außen-  
 umfangsfläche ausgebildet ist und mit dem ersten Zufuhr-  
 20 durchgang für Hydraulikdruck 46 in Verbindung steht, und  
 weist auch einen zweiten, darin ausgebildeten Hydraulik-  
 druckzufuhrdurchgang 48 auf, die darin ausgebildet ist und  
 mit der Ringnut 47 in Verbindung steht. Die drehbar Welle  
 weist einen dritten, darin ausgebildeten Hydraulikdruck-  
 25 zufuhrdurchgang 49 auf, der in ihr ausgebildet ist und  
 stets mit dem zweiten Zufuhrdurchgang für Hydraulikdruck 48  
 in Verbindung gehalten wird. Die drehbare Welle 15 weist  
 ebenfalls eine Ringnut 50 auf, die in einer Innenumfangs-  
 fläche davon ausgebildet ist und mit dem dritten Zufuhr-  
 30 durchgang für Hydraulikdruck 49 in Verbindung steht. Ein  
 Paar ringförmiger Dichtmittel 51, 52 sind an beiden Seiten  
 der Ringnut 47 zwischen die Nockenwelle 8 und den Halter 44  
 eingelegt. Ein anderes Dichtmittel 53 ist zwischen die  
 Nockenwelle 8 und die drehbare Welle 15 eingelegt, um den  
 35 zweiten und dritten Zufuhrdurchgang für Hydraulikdruck 48,  
 49 miteinander in Verbindung zu halten.

1

5

10

15

Die Hülse 40 weist ein radial durch sie ausgebildetes Ölloch 54 auf, das stets mit der Ringnut 50 in Verbindung gehalten wird, ungeachtet der axialen Position der Hülse 40 in Bezug auf die drehbare Welle 15. Die Hülse 40 weist auch eine in einer ihrer Innenumfangsflächen ausgebildete Ringnut 55 auf, die an einer Position auf einer axialen Seite neben dem offenen Ende des Öllochs 54 liegt (in Fig. 2 dargestellt: auf der rechten Seite). Die Hülse 40 und der gegen die Hülse 40 gehaltene Flansch 34 weisen einen darin ausgebildeten Öldurchgang 56 auf, durch den die Ringnut 55 mit der Hydraulikdruckkammer 28 in Verbindung steht. Der Bolzen 21 und die Nockenwelle 8 weisen durch sie hindurch ausgebildeten Druckentlastungsdurchgang 58 auf, der mit einem Öltank in Verbindung gehalten wird (Fig. 1).

20

25

30

35

Eine Ringnut 59 ist in einer Außenumfangsfläche des Ventilkörpers 41 ausgebildet und besitzt eine so gewählte axiale Weite, daß sie Fluidverbindung zwischen dem Ölloch 54 und der Ringnut 55 bereitstellen kann. Der Ventilkörper 41 ist axial zwischen drei Positionen bewegbar, d.h. zwischen einer Abschaltposition, in der nur das Ölloch 54 mit der Ringnut 59 in Verbindung steht, einer gegenüber der Abschaltposition in einer axialen Richtung verschobenen Zufuhrposition, in der das Ölloch 54 und die Ringnut 55 über die Ringnut 59 miteinander in Verbindung stehen, und einer gegenüber der Abschaltposition in die andere axiale Richtung verschobenen Entlastungsposition, in der die Ringnut 55 mit dem Entlastungsdurchgang für Hydraulikdruck 58 in Verbindung steht. Die Hülse 40 weist einen Anschlag 60 auf, der sich von einem ihrer axialen Enden nach innen erstreckt und der durch Anstoßen an den Ventilkörper 41 axiale Relativbewegung der Hülse 40 und des Ventilkörpers 41 einschränken soll.

1 Zum Variieren der Phasen- oder Winkelbeziehung zwischen der  
 Kurbelwelle und der Nockenwelle 8 mit dem Phasensteuer-  
 mittel 10 wird die Antriebswelle 42 axial bewegt, um den  
 Ventilkörper 41 in einer axialen Richtung aus der in Fig. 2  
 5 gezeigten Abschaltposition zu bewegen. Genauer gesagt wird  
 der Ventilkörper 41 relativ zur Hülse 40 aus der darge-  
 stellten Position in einer axialen Richtung in die Zufuhr-  
 position bewegt, in der das Ölloch 54 und die Ringnut 55  
 über die Ringnut 59 miteinander in Verbindung stehen.  
 10 Öldruck aus der Hydraulikölpumpe 45 wird dann in die  
 Hydraulikdruckkammer zugeführt, um den Kolben 17 in eine  
 axiale Richtung gegen die Federkräfte der Rückholfeder 43  
 zu bewegen. Die axiale Bewegung des Kolbens 17 veranlaßt  
 das Gehäuse 16, d.h. die Riemenscheibe 14, und die drehbare  
 15 Welle 15, d.h. die Nockenwelle 8, sich durch den  
 Kopplungsmechanismus 19 relativ zueinander zu drehen, so  
 daß der Zeitpunkt des Öffnens des Einlaßventils 5  
 beispielsweise vorverlegt wird. Da die Hülse 40 durch die  
 axiale Bewegung des Kolbens 17 auch in eine axiale Richtung  
 20 bewegt wird, wird der Ventilkörper 41 relativ zur Hülse 40  
 in der anderen axialen Richtung bewegt bis der Ventilkörper  
 41 und die Hülse 40 axial relativ zueinander in der  
 Abschaltposition liegen. Der Betrag der Bewegung des  
 Kolbens 17 ist dadurch durch den Betrag der axialen  
 25 Bewegung des Ventilkörpers 41 bestimmt, und das gleiche  
 gilt für den Umfang, um den der Zeitpunkt des Öffnens des  
 Einlaßventils vorverlegt wird. Der Umfang, um den der  
 Zeitpunkt des Öffnens des Einlaßventils vorverlegt wird,  
 kann abhängig von dem Betrag der Bewegung des Ventilkörpers  
 30 41 kontinuierlich gesteuert werden.

Wenn die Antriebswelle 42 in die entgegengesetzte Richtung  
 bewegt wird, um den Ventilkörper 41 relativ zur der Hülse  
 40 aus der Abschaltposition zu bewegen, erreicht der  
 35 Ventilkörper 41 die Entlastungsposition, in der die Ringnut  
 55 mit dem Entlastungsdurchgang für Hydraulikdruck 58 in

1 Verbindung steht. Der Öldruck in der Hydraulikdruckkammer  
28 wird so entlastet. Der Kolben 17 wird dann unter der  
Federkraft der Rückholfeder in die andere axiale Richtung  
bewegt, wodurch die Riemenscheibe 14 und die Nockenwelle 8  
5 relativ zueinander in die entgegengesetzte Richtung gedreht  
werden. Der Zeitpunkt des Öffnens des Einlaßventils 5 ist  
jetzt verzögert. Die Hülse 40 wird mit dem Kolben 17 in die  
andere axiale Richtung bewegt, und der Ventilkörper 41 wird  
relativ zur Hülse 40 in diese eine axiale Richtung bewegt,  
10 wodurch der Ventilkörper 41 und die Hülse 40 in die  
Abschaltposition gebracht werden. Folglich ist der Umfang,  
um den der Ventilöffnungszeitpunkt verzögert wird, abhängig  
von dem Betrag der axialen Bewegung des Ventilkörpers 41  
bestimmt und kann daher abhängig von dem Betrag der  
15 Bewegung des Ventilkörpers 41 kontinuierlich gesteuert  
werden.

Durch solche axiale Bewegung des Ventilkörpers 41 mit der  
Antriebswelle 42, wird der Kolben 17 mit der Bewegung des  
20 Ventilkörpers 41 bewegt. Der Zeitpunkt des Öffnens des  
Einlaßventils 5 kann wie in Fig. 3A gezeigt kontinuierlich  
vorverlegt oder verzögert werden.

Wie in Fig. 4 dargestellt, hat das Hubsteuermitel 11 einen  
25 Hydraulikstellmechanismus 61 zum Öffnen und Schließen des  
Einlaßventils 5 entsprechend dem Nockenprofil des Nockens  
9, und ein Hydraulikentlastungsventil 62 zum Abschalten  
oder Entlasten der Betätigungskraft des Hydraulikstell-  
mechanismus 61, um das Einlaßventil 5 abzusenken, während  
30 das Einlaßventil 5 geöffnet ist.

Der Hydraulikstellmechanismus 61 ist in einem starr auf dem  
Zylinderkopf H befestigten Stützelement 63 angeordnet. Der  
Hydraulikstellmechanismus 61 hat einen Zylinder 64, der  
35 senkrecht über dem Einlaßventil 5 angeordnet und starr in  
das Stützelement 63 eingefügt ist, einen Ventilkolben 65,

1 der gegen das obere Ende des Einlaßventils 5 gehalten wird  
und in einem unteren Abschnitt des Zylinders 64 gleitver-  
schieblich eingefügt ist, einen gleitverschieblich gegen  
den Nocken 9 gehaltenen Aufnehmer 66 und einen Nockenkolben  
5 67 mit einem oberen, gegen den Aufnehmer 66 stoßenden Ende,  
der in einen oberen Abschnitt des Zylinder 66 gleitver-  
schieblich eingefügt ist.

10 Der Zylinder 64 weist in intermediärer Lage eine Trennwand  
68 auf, die den Innenraum des Zylinders 64 in obere und  
untere Räume teilt. Der Ventilkolben 65 und die Trennwand  
68 bilden zwischen sich eine Dämpferkammer 69 aus, und der  
Nockenkolben 67 und die Trennwand 68 bilden zwischen sich  
15 eine Betriebsölkammer 70 aus. Die Trennwand 69 weist ein  
zentrales Verbindungsloch 71 auf, durch das die Dämpfer-  
kammer 69 und die Betriebsölkammer 70 miteinander in  
Verbindung treten können.

20 Der Ventilkolben 65 weist eine in ihm ausgebildete Ölkammer  
72 auf und beinhaltet einen kurzen Zylinderabschnitt 73,  
der an dessen oberen zentralen Ende angeordnet ist und in  
das Verbindungsloch 71 einführbar ist. Der kurze Zylinder-  
abschnitt 73 und das Verbindungsloch 71 bilden gemeinsam  
eine Begrenzung 74. Genauer gesagt ist der Außendurchmesser  
25 des kurzen Zylinderabschnitts 73 so gewählt, daß ein Spalt  
mit der Größe einiger zehn bis einiger hundert  $\mu\text{m}$  zwischen  
der Außenfläche des Zylinderabschnitts 73 und der Innen-  
fläche des Verbindungslochs 71 bleibt. Bei in das Verbin-  
dungsloch 71 eingeführtem kurzem Zylinderabschnitt 73 ist  
30 ein dünner ringförmiger Durchgang zwischen der Außenfläche  
des Zylinderabschnitts 73 und der Innenfläche des Verbin-  
dungslochs 71 ausgebildet, der die Durchflußrate von  
Betriebsöl aus der Dämpferkammer 69 in die Betriebsölkammer  
70 einschränkt. Der dünne ringförmige Durchgang oder die  
35 Begrenzung 74 wird nur gebildet, wenn der kurze Zylinder-  
abschnitt 73 in das Verbindungsloch 71 eingeführt wird. Der

1 kurze Zylinderabschnitt 73 weist eine so gewählte axiale  
Länge auf, daß er in das Verbindungsloch 71 eingeführt  
wird, während sich das Einlaßventil 5 in dem Endprozeß des  
Schließens befindet, d.h. der Ventilkolben 65 unter der  
5 Vorspannung der Ventilsfeder 7 angehoben ist.

Die Ölkammer 72 in dem Ventilkolben 65 nimmt ein Einweg-  
ventil 75 auf, welches geöffnet werden kann, um Betriebsöl  
aus dem kurzen Zylinderabschnitt 73 in die Ölkammer 72  
10 einzuführen, wenn der Hydraulikdruck in dem kurzen Zylinder-  
abschnitt 73 um einen bestimmten Wert höher als der in  
der Ölkammer 72 ist. Der Ventilkolben 65 weist Durchlöcher  
76 auf, die Verbindung zwischen der Ölkammer 72 und der  
Dämpferkammer 69 bereitstellt. Wenn der Hydraulikdruck in  
15 der Betriebsölkammer 70 mit dem Einführen des kurzen  
Zylinderabschnitts 73 in das Verbindungsloch 71 ansteigt,  
wird das Betriebsöl der Betriebsölkammer 70 von der  
Ölkammer 72 in die Dämpferkammer 69 eingeführt.

20 Wenn der kurze Zylinderabschnitt 73 unter dem Verbin-  
dungsloch 71 angeordnet ist, d.h. das Einlaßventil 5 ist  
heruntergedrückt und geöffnet, und wenn das Einlaßventil 5  
sich in dem Prozeß befindet, aus der völlig geöffneten  
Stellung unter der Vorspannung der Ventilsfeder 7 angehoben  
und geschlossen zu werden, behindert die Begrenzung 74 den  
25 Ölfluß nicht. Die Begrenzung 74 behindert den Ölfluß von  
dem Augenblick an, wenn der kurze Zylinderabschnitt 73 in  
das Verbindungsloch 71 eingeführt wird während das Einlaß-  
ventil 5 beinahe geschlossen ist bis das Einlaßventil 5  
30 ganz geschlossen ist.

Der Nockenkolben 67 hat die Form eines mit einem Boden  
versehenen Zylinders, dessen geschlossenes Ende nach unten  
gerichtet ist. Der Nockenkolben 67 weist ein oberes offenes  
35 Ende aus, das durch ein Verschlußelement 77 verschlossen  
ist, welches mit dem Aufnehmer 66 in Eingriff treten kann.

1 Der Aufnehmer 66 hat auch die Form eines mit einem Boden  
versehenen Zylinders, wobei das geschlossene Ende eine  
Außenfläche aufweist, das gleitverschieblich gegen den  
Nocken 9 gehalten wird. Der Aufnehmer 66 ist gleitver-  
5 schieblich in einen oberen Abschnitt des Stützelements 63  
eingefügt.

Zwischen dem Nockenkolben 67 und dem Verschlusselement 77  
ist eine Reservoirkammer 78 zum Aufnehmen von Betriebsöl  
10 ausgebildet. Das Verschlusselement 77 weist ein durch es  
hindurch ausgebildetes Durchgangsloch 79 auf, um das  
Betriebsöl von der Reservoirkammer 78 zu gegeneinander  
gleitenden Oberflächen des Aufnehmer 66 und des Verschlus-  
elements 77 zu führen. Das geschlossene Ende des Nocken-  
15 kolbens 67 weist ein Ölloch 80 auf, welches mit der  
Betriebsölkammer 70 in Verbindung treten kann und welches  
mit einem Rückschlagventil 81 verbunden ist, um es dem  
Betriebsöl zu ermöglichen, nur aus der Reservoirkammer 78  
in die Betriebsölkammer 70 zu strömen.

20 Der Zylinder 64 weist ein Einlaßloch 82 auf, das mit der  
Betriebsölkammer 70 in Verbindung steht. Das Stützelement  
63 weist einen Öleinlaßdurchgang 83 auf, der mit dem  
Einlaßloch 82 in Verbindung steht. Der Öleinlaßdurchgang 83  
25 ist mit der Hydraulikdruckquelle 45 über ein Rückschlagventil 84  
verbunden, das das Betriebsöl am Ausströmen aus der  
Betriebsölkammer 70 hindert. Wie in Fig. 1 gezeigt, umfaßt  
die Hydraulikdruckquelle 45 eine Hydraulikpumpe 85 zum Pumpen  
von Betriebsöl aus dem Öltank 57 und eine Reservoirkammer  
30 86 zum Speichern des von der Hydraulikpumpe 85 gelieferten  
Betriebsöls. Der Einlaßöldurchgang 83 ist mit der  
Reservoirkammer 86 durch ein Rückschlagventil 84 verbunden.  
Der erste Hydraulikdruckdurchgang 46 des  
Phasensteuermittels 10 wird von der Hydraulikpumpe 85 mit  
35 Hydraulikdruck versorgt.

1 Der Zylinder 64 weist ein Auslaßloch 87 auf, das mit der  
Betriebsölkammer 70 in Verbindung steht. Das Auslaßloch 87  
ist mit der Reservoirkammer 86 über einen Auslaßdurchgang  
88 gekoppelt, in dem das Hydraulikdruckentlastungsventil 62  
5 angeordnet ist.

Wenn das Einlaßventil 5 ganz geschlossen ist, befindet sich  
der Hydraulikdruck-Stellmechanismus 61 in der in Fig. 4  
gezeigten Position. Der Aufnehmer 66 ist gegenüber der  
10 dargestellten Position durch Rotation der Nockenwelle 8  
abgesenkt. Der Aufnehmer 66 verschiebt, wenn er abgesenkt  
wird, den Nockenkolben 67 nach unten, um das Volumen der  
Betriebsölkammer 70 zu verringern. Ist das Hydraulikdruck-  
Entlastungsventil 62 geschlossen, wird das Betriebsöl in  
15 der Betriebsölkammer 70 durch das Einwegventil 75 in die  
Dämpferkammer 69 eingeführt. Der Ventilkolben 65 wird jetzt  
abgesenkt, um das Einlaßventil 5 gegen die Federkraft der  
Ventilfeder 7 zu öffnen.

20 Wenn der Aufnehmer 66 durch den Nocken 9 veranlaßt seine  
Abwärtsbewegung einstellt und das Einlaßventil 5 ganz  
geöffnet ist, wird das Einlaßventil 5 in Schließrichtung  
durch die Federkraft der Ventilfeder 7 angehoben. Während  
das Einlaßventil 5 geschlossen wird, wird der Ventilkolben  
25 65 auch angehoben, um das Betriebsöl dazu zu bringen, von  
der Dämpferkammer 69 durch das Verbindungsloch 71 zurück in  
die Betriebsölkammer 70 zu strömen. Während des Ventil-  
schließungshubs des Einlaßventils 5, wird der kurze  
Zylinderabschnitt 73 in das Verbindungsloch 71 eingeführt,  
30 woraufhin die Begrenzung 74 beginnt, den Ölfluß zu begren-  
zen, wodurch der Fluß des Betriebsöls aus der Dämpferkammer  
69 in die Betriebsölkammer 70 eingeschränkt wird. Deshalb  
wird die Geschwindigkeit der Aufwärtsbewegung des Einlaß-  
ventils 5, d.h. die Ventilschließungsgeschwindigkeit,  
35 reduziert, während das Einlaßventil 5 sich noch im Ventil-  
öffnungshub befindet, um es dem Einlaßventil 5 zu erlauben,

1 sich nach und nach auf den Ventilsitz 4 zu setzen. Schläge,  
die anderenfalls verursacht würden, wenn das Ventil 5 zu  
schnell gesetzt würde, werden verringert, und Schaden an  
dem Einlaßventil 5 und dem Ventilsitz 4 wird minimiert.

5 Das Hydraulikdruckentlastungsventil 62 ist angeordnet  
zwischen einem Oberstromabschnitt 88a des Auslaßöldurch-  
gangs 88, der mit der Betriebsölkammer 70 in Verbindung  
steht, und einem Unterstromabschnitt 88b des Auslaßöl-  
10 durchgangs 88, der mit der Reservoirkammer 86 in Verbindung  
steht, wobei das Hydraulikdruckentlastungsventil 62 von der  
Steuereinheit 12 gesteuert wird. Die Hydraulikdruckent-  
lastungseinheit 62 umfaßt ein in das Stützelement 63  
eingefügtes Ventilgehäuse 90, ein Hauptventil 91, das  
15 gleitverschieblich in das Ventilgehäuse 90 eingefügt ist,  
um wahlweise Verbindung zwischen den Oberstrom- und  
Unterstromabschnitten 88a, 88b des Auslaßöldurchgangs 88  
zuzulassen und abzuschneiden, ein Servoventil 92 zum  
Betreiben des Hauptventils 91 durch Steuern des Gleich-  
20 gewichts von auf den entgegengesetzten Oberflächen des  
Hauptventils 91 anstehenden Hydraulikdrücken und ein  
Solenoid 93 zum Stellen des Servoventils 92. Außerregung  
und Entregung des Solenoids 93 werden von der Steuereinheit  
12 gesteuert.

25 Das Ventilgehäuse 90 umfaßt ein erstes mit einem Boden  
versehenes Zylinderelement 94 und ein zweites mit einem  
Boden versehenes Zylinderelement 95, das in das erste mit  
einem Boden versehene Zylinderelement 94 eingeführt ist und  
30 das mit einem offenen Ende dessen in Eingriff gelangen  
kann, um dieses zu schließen. Das Ventilgehäuse 90 wird in  
das Stützelement 63 in einer dichten Art und Weise einge-  
fügt. Ein Gehäuse 96 mit dem darin aufgenommenen Solenoid  
93 wird in das Stützelement 63 geschraubt, und das Ventil-  
35 gehäuse 90 liegt zwischen dem Gehäuse 96 und dem Stütz-  
element 63.

1 Das erste mit einem Boden versehene Zylinderelement 94 des Ventilgehäuses 90 weist ein Hauptventil 97 auf, das in dessen distalen Ende ausgebildet ist und mit dem Oberstromabschnitt 88a des Auslaßöldurchgangs 88 in Verbindung steht, und weist auch einen sich verjüngenden Ventilsitz 98 an einer Innenfläche dessen distalen Endes auf, der das Hauptventilloch 97 umgibt. Das erste mit einem Boden versehene Zylinderelement 94 beinhaltet darüberhinaus ein Loch 99, das in einer Seitenwand davon ausgebildet ist, in Verbindung mit dem Unterstromabschnitt 88b des Auslaßöldurchgangs 88. Das Hauptventil 91 liegt in Form eines mit einem Boden versehenen Hohlzylinders vor, der mit seinem geschlossenen Ende auf den Ventilsitz 98 gesetzt werden kann. Das Hauptventil 91 ist gleitverschieblich in das Ventilgehäuse 90 eingefügt und wird normalerweise in eine Richtung gedrängt, damit es unter der Vorspannung einer Feder 101, die zwischen dem Hauptventil 91 und dem zweiten mit einem Boden versehenen Zylinderabschnitt 95 angeordnet ist, auf dem Ventilsitz 98 sitzt. Wenn das Hauptventil 91 auf dem Ventilsitz 98 sitzt, schneidet es die Verbindung zwischen dem Hauptventilloch 97 und dem Loch 99 ab, und wenn das Hauptventil 91 nicht auf dem Ventilsitz 98 sitzt, läßt es die Verbindung zwischen diesen Löchern 97, 99 zu.

25 Eine Öffnung 100 ist in dem distalen Ende, d.h. geschlossenen Ende, des Hauptventils 91 ausgebildet. Wenn das Hauptventil 91 auf dem Ventilsitz 98 sitzt und die Löcher 97, 99 von der Verbindung miteinander abhält, ist die Frontoberfläche des Hauptventils 91 einer Kraft ausgesetzt, die versucht, das Hauptventil 91 unter dem aus dem Hauptventilloch 97 bereitgestellten Hydraulikdruck zu öffnen, und die rückseitige Oberfläche des Hauptventils 91 ist einer Kraft ausgesetzt, die versucht, das Hauptventil 91 unter dem aus der Öffnung 100 bereitgestellten Hydraulikdruck und der Federkraft der Feder 101 zu schließen. Wenn

1 der an der rückseitigen Oberfläche des Hauptventils 91  
wirkende Hydraulikdruck reduziert wird, wird die Kraft, die  
das Hauptventil 91 zu öffnen versucht, größer als die  
Kraft, die das Hauptventil 91 zu schließen versucht. Das  
5 Hauptventil 91 wird aus dem Ventilsitz 98 gedrängt, wodurch  
Verbindung zwischen dem Hauptventilloch 98 und dem Loch 99  
zugelassen wird.

Das zweite mit einem Boden versehene Zylinderelement 95  
10 weist in ihrem distalen Ende ein Servoventilloch 102 auf,  
um den Hydraulikdruck auf der rückseitigen Oberfläche des  
Hauptventils 91 zu entlasten. Das Servoventilloch 102 kann  
durch das Servoventil 92 geöffnet und geschlossen werden,  
das gleitverschieblich in das zweite mit einem Boden  
15 versehene Zylinderelement 95 eingefügt ist. Eine Feder 103  
wirkt unter Kompression zwischen dem zweiten mit einem  
Boden versehenen Zylinderelement 95 und dem Servoventil 92,  
um das Servoventil 92 normalerweise in eine Öffnungsrich-  
tung zu zwingen. Das rückwärtige Ende des Servoventils 92  
20 ist im Eingriff mit dem spitzen Ende einer Antriebsstange  
104, die gleitverschieblich in das Gehäuse 96 eingefügt  
ist. Die Antriebsstange 104 besitzt ein rückwärtiges, an  
dem Anker 105 befestigtes Ende, das in Antwort auf  
Entregung des Solenoids 93 zurückgezogen werden kann ( nach  
25 rechts in Fig. 4). Der Anker 105 wird normalerweise unter  
der Vorspannung einer zwischen dem Anker 105 und dem  
Gehäuse 96 angeordneten Feder 106 in eine Vorwärtsrichtung  
gedrängt (nach links in Fig. 4). Wenn das Solenoid 93  
erregt wird, werden der Anker 105 und die Antriebsstange  
30 104 zurückgezogen, um es der Feder 103 zu ermöglichen, das  
Servoventil 92 und folglich das Servoventilloch 102 zu  
öffnen.

Die Antriebsstange 104 besitzt einen axial durch sie hin-  
35 durch ausgebildeten Durchgang 107, der mit dem Servoven-  
tilloch 102 in Verbindung treten kann, wenn das Servoventil

1 92 geöffnet ist. Der Durchgang 107 steht mit einem in dem rückwärtigen Ende des Gehäuses 96 ausgebildeten Durchgang 108 in Verbindung und ist mit dem Öltank 57 durch eine Entlastungsröhre 109 gekoppelt (siehe Fig. 1).

5 Das Hauptventil 91 des Hydraulikdruckentlastungsventils 62 kann durch Erregen des Solenoids 93 geöffnet werden, um das Servoventil 92 zu öffnen, um den auf die rückwärtige Oberfläche des Hauptventils 91 wirkenden Hydraulikdruck zu  
10 entlasten. Wenn das Hauptventil geöffnet ist, kann der Hydraulikdruck in der Betriebsölkammer 70 des Hydraulikdruckstellmechanismus 61 in die Reservoirkammer 86 entlastet werden. Wenn das Hydraulikdruckentlastungsventil 62 geöffnet wird, während der Nockenkolben 67 des Hydraulikdruckstellmechanismus 61 durch den Nocken 9 abgesenkt wird,  
15 um das Einlaßventil 5 zu öffnen, wird der Hydraulikdruck in der Betriebsölkammer 70 und der Dämpferkammer in die Reservoirkammer 86 entlastet, folglich wird die abwärts gerichtete Kraft eliminiert, die auf den Ventilkolben 65  
20 angewendet wurde, woraufhin der Ventilkolben 65 und das Einlaßventil 5 beginnen, unter der Vorspannung der Ventilsfeder 7 nach oben zu steigen, um das Schließen des Einlaßventils 5 zu beginnen. Das Einlaßventil 5 beginnt deshalb, sich zu schließen, bevor es völlig geöffnet ist. Durch  
25 freie Wahl des Zeitpunkt, zu dem das Hydraulikdruckentlastungsventil 62 geöffnet wird, kann der Schließzeitpunkt des Einlaßventils 5 frei und einfach gewählt werden, wie in Fig. 3B gezeigt.

30 Wenn der Hydraulikdruck in der Betriebsölkammer 70 herabgesetzt wird, wird Hydraulikdruck aus der Hydraulikdruckquelle 45 durch das Rückschlagventil 84 in die Betriebsölkammer 70 zugeführt, um es dem Einlaßventil 5 zu erlauben, in einem nächsten Zyklus ohne Fehler geöffnet zu werden.

1 Wie oben beschrieben, kann der Öffnungszeitpunkt des  
Einlaßventils 5 kontinuierlich und einfach durch das  
Phasensteuermittel 10 gewählt werden, wie in Fig. 3A  
gezeigt, Und der Schließzeitpunkt des Einlaßventils 5 oder  
5 der Betrag dessen Hubs kann frei und einfach durch das  
Hubsteuermittel 11 gewählt werden, wie in Fig. 3B gezeigt.  
Deshalb kann der Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils 5 und  
der Schließzeitpunkt des Einlaßventils 5 oder der Betrag  
dessen Hubs frei und einfach gesteuert werden, wie in Fig.  
10 3C gezeigt. Der Betrieb des Einlaßventils 5 kann somit  
abhängig von den Betriebszuständen der Maschine geeignet  
gesteuert werden. Da die Menge an Ansaugluft und der  
Zeitpunkt des Einführens der Ansaugluft einschließlich des  
Zeitpunkts des völligen Schließens des Einlaßventils 5 frei  
15 gesteuert werden können, ist es möglich, sogar auf das  
Einlaßdrosselventil der Maschine zu verzichten, mit dem  
Ergebnis, daß die Brennkraftmaschine mit hohem Wirkungsgrad  
arbeiten kann, da sie frei von den Problemen der Pump-  
verluste ist, die anderenfalls durch das Einlaßdrossel-  
20 ventil verursacht würden.

Während die Betriebssteuerung eines Einlaßventils 5 in der  
oberen Ausführungsform beschrieben wurde, ist die vorlie-  
gende Erfindung auch auf die Betriebssteuerung eines Aus-  
25 laßventils anwendbar. Die erfindungsgemäße Ventilbetriebs-  
steuerung kann bei allen oder nur einem Teil der Ventile  
jedes Zylinders und für alle oder nur einen Teil der  
Zylinder verwendet werden.

30 Die Vorrichtung zur Ventilbetriebssteuerung umfaßt ein  
Phasensteuermittel, das zwischen der Kurbelwelle und der  
Nockenwelle angeordnet ist, und ein Hubsteuermittel, das  
zwischen dem Nocken und dem Einlaß- oder Auslaßventil  
angeordnet ist. Folglich ist es durch Kombinieren des  
35 Phasensteuermittels und des Hubsteuermittels möglich, den  
Öffnungszeitpunkt der Einlaß- oder Auslaßventile und den

1 Schließzeitpunkt der Einlaß- oder Auslaßventile frei zu steuern.

5 Somit stellt die vorliegende Erfindung, wenigstens in ihrer bevorzugten Ausführungsform, eine Vorrichtung zur Steuerung des Ventilbetriebs in einer Brennkraftmaschine bereit, um den Öffnungszeitpunkt eines Einlaß- oder Auslaßventils zu steuern und die Hubcharakteristika des Ventils einfach zu steuern.

10

15

20

25

30

35

1

Patentansprüche

5

10

15

20

25

30

35

1. Vorrichtung zur Steuerung des Ventilbetriebs in einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelwelle zum Antreiben einer Nockenwelle (8) mit einem Nocken (9) zum Öffnen und Schließen eines Einlaß- oder Auslaßventils (5), welches in einer Schließrichtung Feder vorgespannt ist, die Vorrichtung umfassend, ein zwischen der Kurbelwelle und der Nockenwelle (8) angeordnetes Phasensteuermittel (10) und ein zwischen dem Nocken (9) und dem Einlaß- oder Auslaßventil (5) angeordnetes Hubsteuermittel (11), wobei das Phasensteuermittel (10) umfaßt hydraulische Mittel zur Änderung der Winkelbeziehung zwischen der Nockenwelle (8) und einem von der Kurbelwelle angetriebenen Verstellrad (14) (timing wheel) zum Antreiben der Nockenwelle (8), Mittel (12) zum Steuern der hydraulischen Mittel (28,46,48,49,58) in Antwort auf Betriebszustände der Maschine, wobei das Hubsteuermittel (11) umfaßt Hydraulikkolbenmittel (61) zum Übertragen der Ventilöffnungskraft von dem Nocken (9) auf das Ventil (5), dadurch gekennzeichnet, daß Hydraulikventilmittel (62) zur selektiven Freigabe der Ventilöffnungskraft in Antwort auf Betriebszustände der Maschine vorgesehen sind und daß das Phasensteuermittel (10) umfaßt eine drehbare, mit der Nockenwelle (8) gekoppelte Welle (15), wobei das Verstellrad (14) koaxial zu der drehbaren Welle (15) für Winkelbewegungen relativ dazu angeordnet ist, einen Kolben (17) dessen eines axiales Ende einer Hydraulikdruckkammer (28) zugewandt ist, und der normalerweise in einer axialen Richtung Feder vorgespannt ist, wobei der Kolben (17) mit der drehbaren Welle (15) und dem Verstellrad (14) koaxial ist, einen Kopplungsmechanismus (19) zur betriebsmäßigen Kopplung des Kolbens (17), des Verstellrades (14) und der drehbaren Welle (15), um den Phasenwinkel des Verstellrades (14) und der drehbaren Welle (15) abhängig von axialer Bewegung des

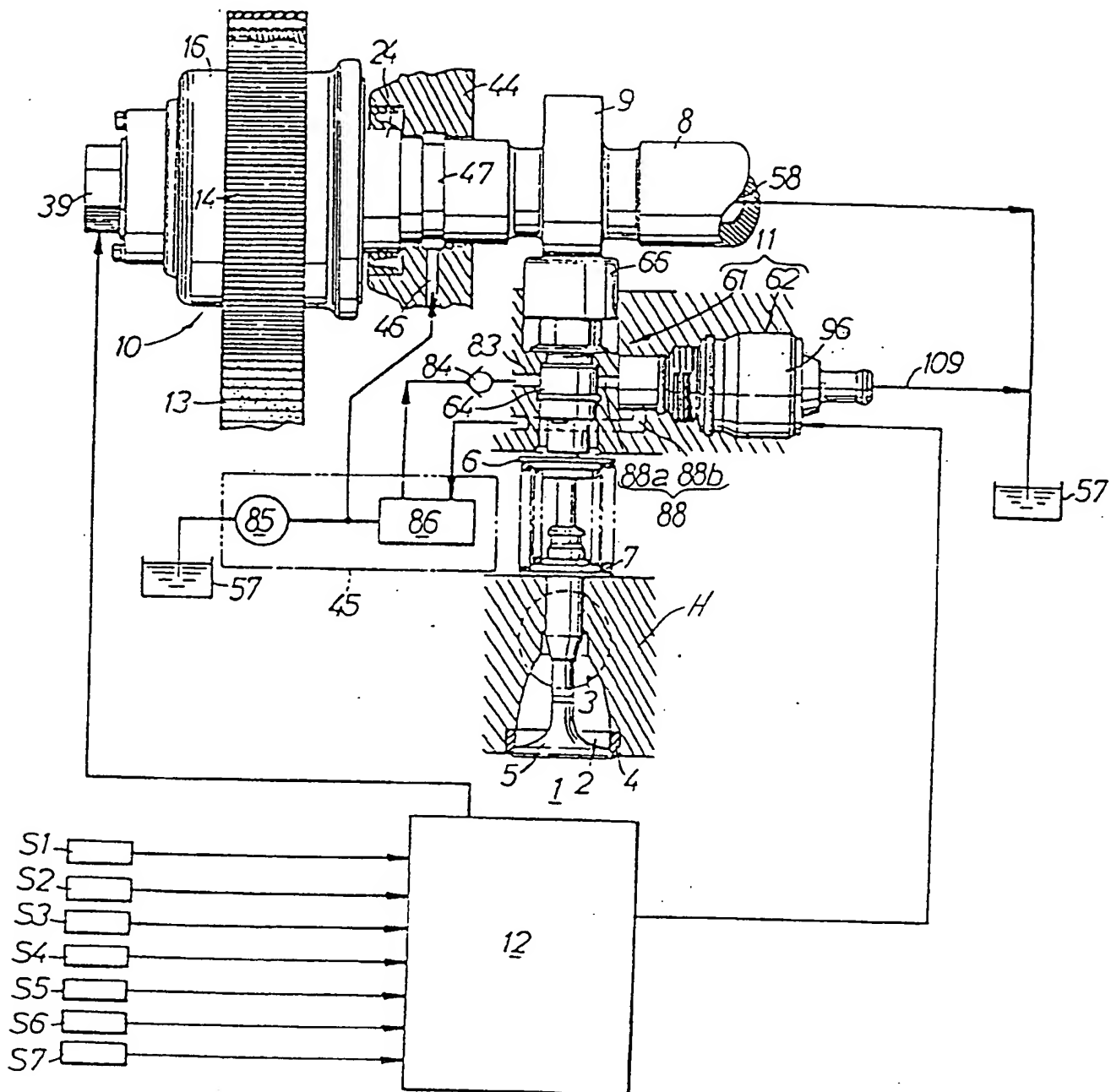
1 Kolbens (17) zu variieren, und ein Servoventil (18) zum  
Abschneiden der Verbindung zwischen der Hydraulikdruck-  
kammer (28) und einem Hydraulikdruckzufuhrdurchgang  
(46,48,49) oder einem Hydraulikdruckfreigabedurchgang (58),  
5 welche Verbindung durch Betrieb eines Stellelements (42)  
erzielt wurde, in Antwort auf axiale Bewegung des Kolbens  
gemäß eines Betätigungsbetrags des Stellelements (42),  
wobei das Stellelement (42) einen direkt mit einem in dem  
Kolben (19) gleitverschieblichen Ventilabstandsring (41)  
10 verbundenen Servomotor (39) umfaßt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, worin die hydraulischen  
Mittel (28,46,48,49,58) selektiv betreibbar sind, um die  
axiale Bewegung zu erzeugen.

15 3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, worin das Hydraulik-  
kolbenmittel (61) eine Betriebsölkammer (70) umfaßt, die  
mit unter Druck stehendem Betriebsöl zur Übertragung der  
Ventilöffnungskraft gefüllt ist, und das Hydraulikventil-  
mittel (62) selektiv betreibbar ist, um das Betriebsöl aus  
20 der Betriebsölkammer (72) freizugeben.

25 4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, worin das  
Hubsteuermittel (11) umfaßt einen Nockenkolben (67) mit  
einem betriebsmäßig mit dem Nocken (9) gekoppelten Ende,  
eine Betriebsölkammer (70), in welcher das andere Ende des  
Nockenkolbens (67) angeordnet ist und welche in Verbindung  
mit einer Hydraulikdruckquelle (45) gehalten wird, einen  
betriebsmäßig mit dem Einlaß- oder Auslaßventil (5) gekop-  
30 pelten Ventilkolben (65) zum Öffnen des Einlaß- oder  
Auslaßventils (5) unter Hydraulikdruck aus der Betriebs-  
ölkammer (70) und das Hydraulikventilmittel (62) mit der  
Betriebsölkammer (70) verbunden ist, um den Hydraulikdruck  
aus der Betriebsölkammer (70) freizugeben, während das  
35 Einlaß- oder Auslaßventil (5) geöffnet ist.

FIG. 1.



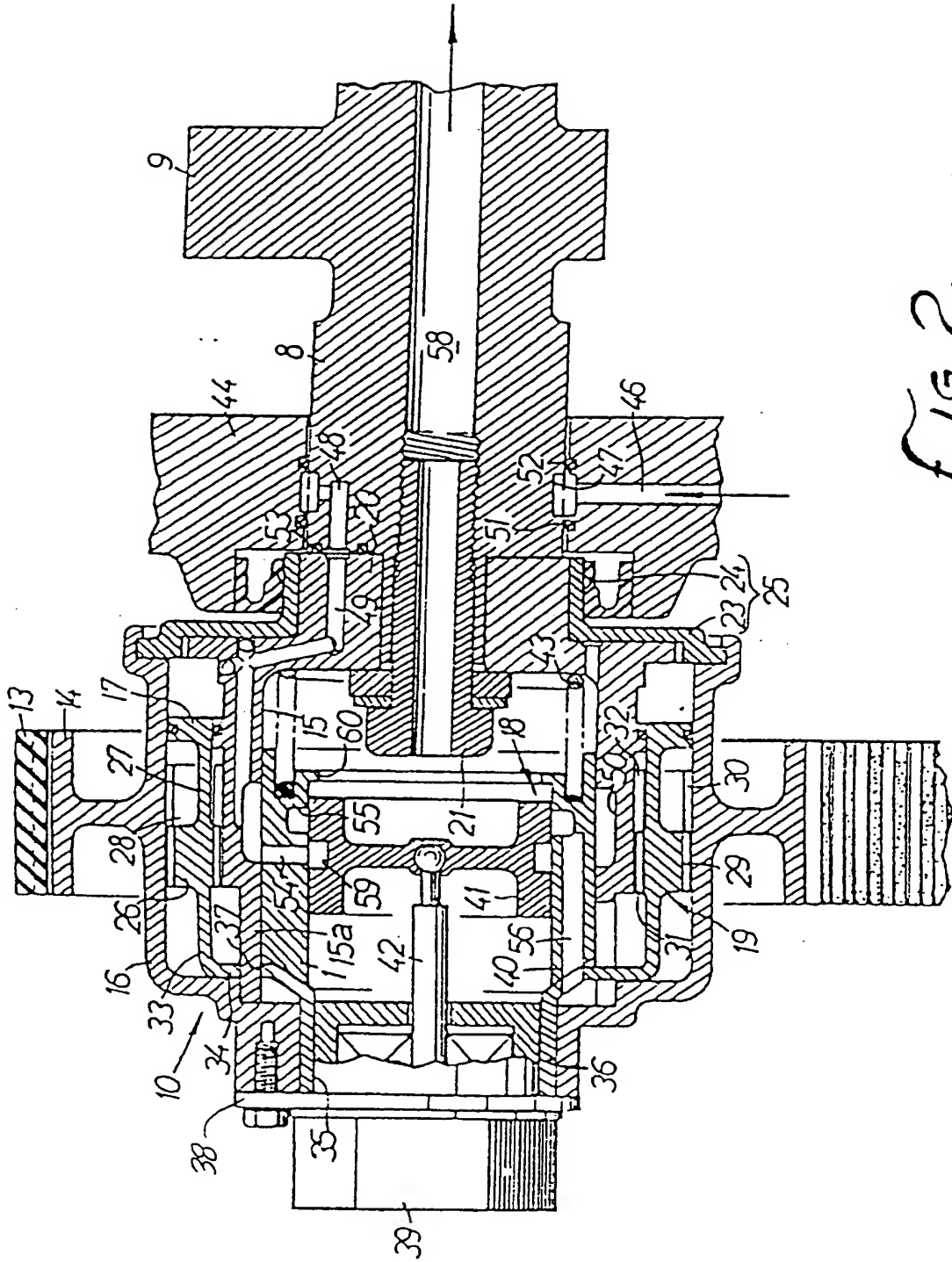


FIG. 2

Fig. 3A.

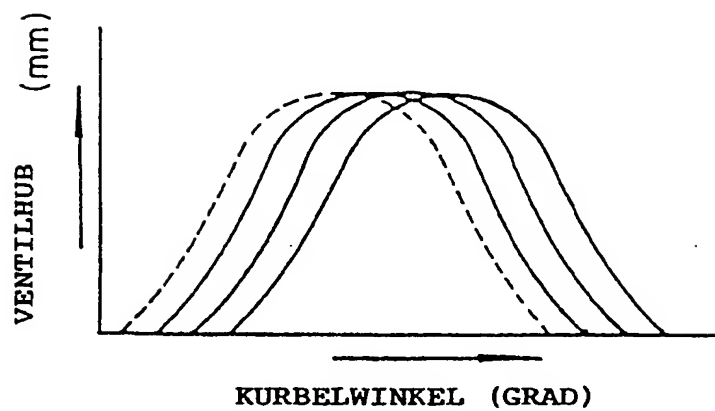


Fig. 3B.

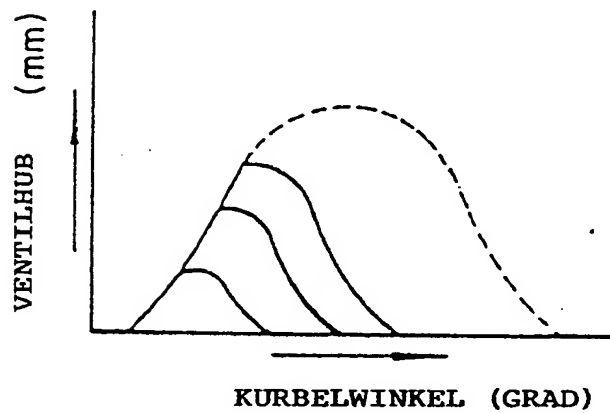


Fig. 3C.

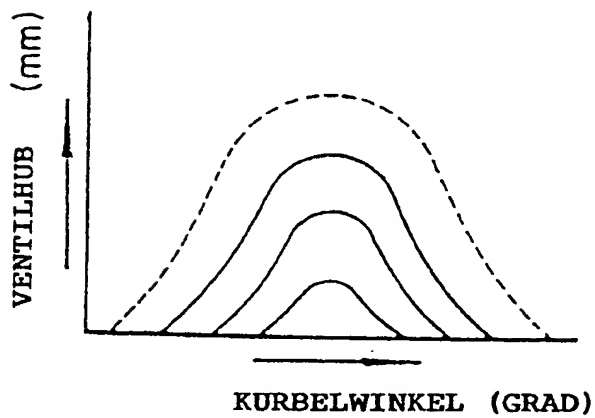


FIG. 4.

